

(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

(12) Offenlegungsschrift
(10) DE 198 20 523 A1

(5) Int. Cl. 6:
F 04 C 18/16
F 04 C 29/04
F 04 C 25/02

(7) Aktenzeichen: 198 20 523.6
(22) Anmeldetag: 8. 5. 98
(43) Offenlegungstag: 11. 11. 99

(11) Anmelder:
Frieden, Peter, Dipl.-Ing., 50374 Erftstadt, DE

(7) Erfinder:
gleich Anmelder.

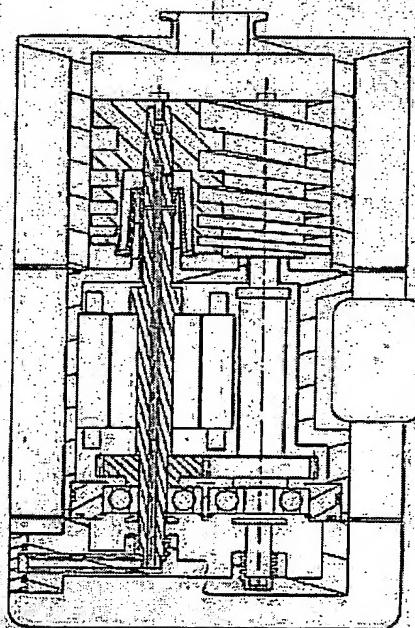
(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE 24 46 378 C2
DE-PS 10 21 530
DE 195 22 559 A1
DE 195 22 557 A1
DE 195 13 380 A1
DE 44 44 535 A1
US 56 62 463
US 49 83 107
US 37 96 526
US 29 38 664
EP 05 97 732 A1
SE 89 532

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen.

(31) Schraubenspindel-Vakuumpumpe mit Rotorkühlung

(37) Eine besonders robuste und leistungsfähige Zweidrehzweihel-Vakuumpumpe bzw. ein Kompressor beruht auf dem Schraubenspindel-Verdrängungsprinzip und hat innerhalb seiner Verdrängerrotoren Hohrräume, die von einem Kühlmedium durchströmt werden.



DE 198 20 523 A1

BEST AVAILABLE COPY

1

2

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Schraubenspindelpumpe, die zum trockenen Verdichten von Gasen eingesetzt werden soll.

Schraubenspindelpumpen werden üblicherweise als Flüssigkeitspumpen eingesetzt. Sie haben zwei parallel angeordnete zylindrische Rotoren mit schraubenförmig verlaufenden Nuten (Vertiefungen) auf der Zylinderfläche. Die Rotoren greifen ineinander ein, sodaß sich zwischen ihnen und der sie umgebenden Gehäusewandung abgeschlossene Arbeitsräume bilden. Bei gegenläufiger Drehung der Rotoren wandern diese Arbeitsräume von der Saugseite zur Druckseite.

In letzter Zeit gibt es verstärkte Anstrengungen, dieses Pumpenprinzip auch für die Vakuumtechnik nutzbar zu machen, denn es hat sich herausgestellt, daß bei ausreichend hohen Drehzahlen der Verdrängerrotoren extrem hohe Kompressionsverhältnisse realisierbar sind, die bisher für trockenverdichtende Maschinen unerreichtbar erschienen. Da im Enddruckbetrieb von Vakuumpumpen der Gasdurchsatz gegen Null geht, erfolgt kein Abtransport der zwangsläufig entstehenden Verdichtungswärme durch das gepumpte Medium, sodaß gerade bei Vakuumpumpen den Kühlmechanismen eine besonders wichtige Bedeutung zukommt.

Die ausreichende Kühlung der Verdrängerrotoren ist in diesem Zusammenhang ein besonders schwieriges Problem, da hier die Wärme aus einem schnellrotierenden System innerhalb der Maschine abgeführt werden muß. Aus der US 49 83 107 (Fig. 5) ist ein Verfahren bekannt, Kühlöl in die hohlgebohrten Wellen einer Zweowellenvakuumpumpe einzuspritzen, um damit die Wärme aus den Rotoren abzuführen und die Wellen zu temperieren. Die Grenzen dieser Methode sind auf Anhieb anhand dieser Zeichnung erkennbar: Die Querschnitte und vor allem die für den Wärmeübergang vom Verdrängerkolben an das Öl verfügbaren Oberflächen sind konstruktionsbedingt äußerst klein im Verhältnis zu der gesamten Maschine und gestalten von daher nur einen sehr begrenzten Wärmeabtransport.

Um die Leistungsdichte und damit auch die Wirtschaftlichkeit der Maschinen zu erhöhen, aber auch um für bestimmte Anwendungen die Rotortemperaturen möglichst niedrig zu halten, wäre eine Vervielfachung der Kühlwirkung wünschenswert. Dies ist aufgrund der physikalischen Gegebenheiten aber nur durch eine drastische Vergrößerung der Wärmeübertragenden Kontaktfläche zwischen Verdrängerrotor und Kühlöl möglich.

Eine mögliche Lösung dieses Problems ist durch die kinematische Umkehrung der Lagerung, bzw. durch eine sog. Zapfenlagerung denkbar, wie sie in Fig. 6 am Beispiel eines naßlaufenden Schraubenverdichters dargestellt ist. Der große Austrittsquerschnitt an den Rotorstirnseiten kann ohne die geringsten fertigungstechnischen Schwierigkeiten bis ins Innere des Rotors fortgesetzt werden, sodaß dem in den Verdrängerrotor eingespritzten Öl eine reichlich bemessene Wärmeübertragungsfläche zur Verfügung steht. Während bei naßlaufenden Schraubenverdichtern die Ölabfuhr durch den Auslaß erfolgt, ergibt sich bei trockenverdichtenden Maschinen das Problem, den unter der Zentrifugalwirkung an den Innenwänden der Rotoren anliegende Ölistrom zurück ins Zentrum und durch den stillstehenden Zapfen aus den Rotoren herauszuführen. Da in vielen Anwendungen schon die geringste Ölverschwendung der Arbeitsräume unerwünscht ist, bereitet vor allem die zuverlässige Abdichtung in diesem Fall erhebliche Schwierigkeiten.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine möglichst einfach aufgebaute Schraubenspindel-Vakuumpumpe mit einer effizienten und dennoch unproblematis-

schen Rotorkühlung auszustatten.

Die erfindungsgemäße Lösung erfolgt dadurch, daß die Maschine über einen Ölkreislauf verfügt, der gekühltes Öl in die hohl ausgeführten Verdrängerrotoren injiziert. Die Verdränger sind im Bereich des höchsten Wärmeüberganges doppelwandig ausgeführt, sodaß für die Wärmeübertragung eine maximale Oberfläche zur Verfügung steht.

Fig. 1 zeigt in exemplarischer Weise eine stehende und liegend gelagerte Maschine, die mit den erfindungsgemäßen Merkmalen ausgestattet ist:

Über einen Saugstutzen 1 wird das Medium angesaugt und durch die sich schraubenförmig von oben nach unten bewegenden Arbeitsräume 2 gefördert. Während des Fördervorganges nimmt das Volumen der Arbeitsräume – in diesem Fall die Steigung der Schraubengewinde – ab, so daß eine Vorrückung des gepumpten Gases erfolgt. Der Auslaß befindet sich am unteren Ende des Pumpengehäuses 3 und ist hier nicht dargestellt.

Die Maschine wird durch einen Elektromotor 4 angetrieben, der von einem Frequenzumrichter 5 gespeist wird, um das notwendigerweise hohe Drehzahlniveau zu erreichen. Da die beiden Verdrängerrotoren berührungslos miteinander arbeiten, müssen sie durch ein Zahnradpaar 6 mechanisch synchronisiert werden, wobei auch gleichzeitig der Antrieb des zweiten Rotors erfolgt. In der Lagerplatte 7 sind zwei kräftig dimensionierte Wälzlager 8 untergebracht, die den auf die Rotoren ausgeübten Axialschub aufnehmen.

Die erfindungsgemäße Lösung des oben erwähnten Kühlproblems erfolgt durch einen Kühl- und Schmierkreislauf, der durch eine druckerzeugende Ölzpumpe angtrieben wird: Die unteren blanken Wellenenden tauchen in den Ölsumpf 9 ein und bilden hier im Zusammenspiel mit den in der Ölwanne befindlichen Gewindenuten 10 eine berührungs-, verschleiß- und geräuschlose Ölzpumpe, die nach dem Viskositätsprinzip arbeitet.

Entweder direkt, wie bei der rechten Pumpe oder über Ölkaniäle 11, die den Anschluß eines Ölkühlers erlauben, wird das Öl unter Druck in die hohlgebohrten Wellen geleitet. Die untere Querbohrung 12 in den Wellen versorgt das dort befindliche Gleitlager 13 mit Schmieröl und die darüber befindliche Querbohrung 14 mündet in den Hohlräum 15 des Verdrängerrotors.

Nachdem das Öl dort die Wärme aufgenommen hat strömt es an der Innenwandung des Lagersockels 16 nach unten, wird von dem Wellenabsatz 17 nach außen geschleudert und läuft schließlich an den Innenwänden des Maschinengehäuses 18 nach unten in den Ölsumpf zurück, wobei es über das verrippte Maschinengehäuse seine Wärme an die Umgebung abgibt.

Es kann sich als sinnvoll erweisen, die Maschine serienmäßig mit einem Adapter 19 auszustatten, der die Nachförderung mit einem Ölkühler erlaubt. In einer besonders kostengünstigen Grundversion arbeitet die Maschine dann ohne Ölkühler mit einem relativ hohen Temperaturniveau und in den Anwendungen, wo es auf niedrige Temperaturen kommt oder wo die Wärmeentwicklung unerwünscht ist, kann anstelle der Abdeckplatte 20 ein Öl/Luft- oder ein Öl/Wasser-Wärmetauscher angebracht werden.

Während in Fig. 1 die Gesamtfunction der Maschine und der Ölkreislauf nur im Überblick dargestellt wurde, zeigt Fig. 2 den Bereich eines erfindungsgemäß konstruierten Verdrängers 21 in vergrößerter Darstellung. Hier wird deutlich, wie das aus der oberen Querbohrung 14 strömende, gekühlte Öl aufgrund seiner höheren Dichte unter der starken Fliehkräfteinwirkung an der konischen Außenwandung des Hohlräumes entlang nach unten strömt. Das hohe Drehzahlniveau dieser Maschine von über 10.000 Upm erzeugt innerhalb des Rotors ein Schwerfeld mit über 2000-facher

Erdbeschleunigung und als dessen Folge eine Schichtung des Öls nach Dichteunterschieden. Das ständig nachstromende kalte Öl mit höherer Dichte legt sich an die Außenwandung des Hohlräumes an und drängt das schon erhitze Öl ins Zentrum zurück, von wo es durch Axialbohrungen 22 aus dem rotierenden Hohlräum entweichen kann.

Die Gleitlagerbuchse 13 ist an ihrem Außenumfang mit Nuten 23 versehen, durch die das Öl nach unten abströmt.

Die mit dem Verdrängerotor mitrotierende Hülse 24 hat am oberen Ende einen Kragen 25, der in den feststehenden Lagersockel hineinragt. Die Bohrung des Lagersockels ist in diesem Überlappungsbereich ebenfalls mit Gewindenuten 26 ausgestattet, die in Verbindung mit dem mitrotierenden Kragen eine weitere Viskositätspumpe bilden. Durch Förderrichtung geht von oben nach unten und somit wird wirkungsvoll vermieden, daß das abstromende Kühlöl aus dem zwischen Kragen und Lagerbuchse liegenden Ringraum nach oben steigen und in den Arbeitsraum der Pumpe bzw. in den Auspuff gelangen kann.

Für die korrekte Funktion dieser Maschine ist es natürlich wichtig, daß die Verbindung zwischen Rotor und Hülse am unteren Ende dauerhaft und zuverlässig dicht ist, denn sonst könnte Kühlöl in den Arbeitsraum der Pumpe gelangen.

Erwähnenswert ist noch eine Sperrgaszufuhr 27, die in den Spaltraum hinter der zwischen der mitrotierenden Hülse 24 und dem feststehenden Lagersockel 16 liegt. Die Spaltseiligen Oberflächen von Sockel und/oder Hülse können ebenfalls noch mit Gewinderiefen versehen werden, so daß sich auch hier eine Förderwirkung für das zugeführte Sperrgas herstellen läßt. Sinnvollerweise sollte die Förderrichtung dabei so gewählt werden, daß oberhalb der Sperrgasmündung 28 nach oben in Richtung Gleitlager gefördert wird, und unterhalb der Mündung nach unten Richtung Auspuff gefördert wird. Bei ausreichend optimierter Förderwirkung kann auf einen Vordruck des Sperrgases verzichtet werden, was den Vorteil hat, daß auch die Umgebungsluft als Sperrgas zum Einsatz kommen kann.

In Fig. 3 ist eine zweiflüfige Schraubenspindel-Vakuumpumpe dargestellt, die im Zentrum durch einen nicht dargestellten Saugzylinder angesaugt und bei der sich der Förderstrom symmetrisch in Richtung der beiden Rotoren hin aufteilt. Auch hier zeigt sich – ähnlich wie in Fig. 6 – das prinzipielle Dilemma mit den unzureichenden Wärmeübertragungsflächen. Solange der Rotor aus einem massiven Stück gefertigt wird, kann man entweder nur eine gerade zylindrische Bohrung 30 anbringen, wie dies hier an der Antriebsseite exemplarisch dargestellt wurde, oder man muß entbehrliche Schrägungstechnische Klimmzüge ansetzen, um eine Bohrungserweiterung 31 im Innern des Verdrängers herzustellen. Selbst dann sieht an der thermisch höchstbeanspruchten Stelle, nämlich am auslaßseitigen Rotorende 32 nur eine unzureichende Wärmeübertragungsfläche zur Verfügung. Eine erfundengemäße Verdrangerkonstruktion ist auch hier mehrfach, bzw. doppelwandig, wie in Fig. 4 gezeigt.

Fig. 4 zeigt nur eine Hälfte des Verdrängers 33, in den von beiden Seiten die Wellenteile 34 u. 35 eingeschoben sind. Beide Wellenteile sind an den Verdrängern und in seiner Mitte zentriert und werden durch eine zentrale Schraube mit dem Verdränger axial verspannt. Gekühltes Öl wird hier zentrisch zur Achse unter ausreichendem Druck eingespritzt, prallt am Ende des Wellenteils gegen die Schraube, wird in Drehung versetzt und muß unter der Fliehkräfteinwirkung durch die Radialbohrungen 37 nach außen entweichen. Nicht nur aus Gewichts- und Festigkeitsgründen, sondern auch zur Optimierung des Ölflusses ist die Innenwandung des Verdrängers mit einem schwachen Konuswinkel ausgeführt. Das kalte Öl hat dadurch die Tendenz, zum heißen

auslaßseitigen Ende 32 des Verdrängers zu strömen. Auch hier findet wieder unter der Fliehkräfteinwirkung eine Schichtung des Kühlöls nach seiner Dichte statt. Kälteres und damit flüssigeres Öl kann nur an der konischen Verdrangerinnenwandung kleben und das erhitze Öl zur Wellenmitte hin verdrängen. Da ständig neues Kühlöl nachströmt, muß das erhitze durch die Radialbohrungen 38 entweichen und kann anschließend über die Innenwandung des Wellenteiles zum Wellende 39 hin abfließen. Es kann sinnvoll sein, einen Absatz 40 vorzusehen, der verhindern soll, daß schon erwärmtes Öl zurück in die Verdrangermitte wandert. Möglicherweise liegt die optimale Position dieses Absatzes weiter zur Verdrangermitte hin. Die Hülse 41 bildet eine gewollte Einschnürung in Radialrichtung und schafft eine Barriere gegen die ungewöhlige Rückströmung des eingespritzten Ölstrahles.

Wichtig ist auch bei dieser Konstruktion eine dauerhafte und hermetisch einwandfreie Abdichtung des Rotorinnenraumes gegen austretendes Öl. Der Mit 42 gekennzeichnete Bereich sieht daher für eine geeignete Klebung, Löung, Schweißung oder (evtl. metallische) Dichtung.

Es versteht sich von selbst, daß ein derart aufgebauter Rotor erst nach der Montage gewuchtet und danach möglichst nicht mehr demontiert werden sollte.

Unter bestimmten Umständen kann es sinnvoll sein, zum Zwecke der Wärmeverteilung einen hermetisch abgeschlossenen Kühlmittelauf innerhalb eines Rotors zu installieren. Wie schon erwähnt, entsicht der überwiegende Teil der Verdichtungswärme konzentriert am auslaßseitigen Rotorende und zur Verbesserung der Wärmeabgabe könnte eine gleichmäßige Wärmeverteilung möglichst über die gesamte Rotorlänge in bestimmten Fällen wünschenswert sein, was z. B. bei Edelstahlrotoren wegen der schlechten Wärmeleitung zunächst einmal nicht gegeben ist.

Unter der Voraussetzung, daß sich eine abgeschlossene Kühlmittelmenge innerhalb eines schwach konisch ausgedrehten Rotors befindet, – mit dem größeren Durchmesser an der heißesten Stelle – bildet sich in dem durch Fliehkraft erzeugten Schwerfeld ein Naturlauf aus, bei dem kühleres Kühlmittel an der konischen Außenwandung in Richtung des heißen Rotorenden strömt, das erhitze Kühlmittel ins Zentrum abgedrangt wird, dort wieder zurückwandert und an den kälteren Rotorpartien wieder abkühlt.

Eine solche Anwendung ist dann gegeben, wenn die Maschine keinen herkömmlichen Ohmelauf haben soll, wie z. B. bei elektronisch synchronisierten magnet- und/oder kugelgelagerten Schraubenspindelpumpen.

Abschließend sei erwähnt, daß die angesprochenen Ausführungen dieser Maschinen zunächst einmal nur Beispieldarstellungen haben und daß die erfundengemäße Rotorkühlung selbstverständlich auch in anderen Varianten zur Anwendung kommen kann. So sind neben der gezeigten kugel/gleitgelagerten einflüfigen Maschine aus Fig. 1 auch kugel/kugel-gelagerte Varianten denkbar, vor allem dann, wenn die Stufung des Verdranger-Außendurchmessers einen größeren radialen Einbaumaßstab ermöglicht.

Der in den Beispielen gezeigte konstante Rotoraußen-durchmesser erlaubt nur ein begrenztes Verdichtungsverhältnis. Höhere Verdichtungsverhältnisse sind unter dem Gesichtspunkt der Energieeinsparung und Geräuschminde rung durchaus wünschenswert, lassen sich aber nur durch eine Durchmesserserzung oder kontinuierliche Durchmesserserreduktion des Verdrängers erreichen.

Bei all diesen verschiedenen Möglichkeiten bleibt die hier dargestellte technische Lehre – unabhängig davon, ob die Maschinen sichend oder liegend, ein- oder zweiflüfig, mit konstantem oder veränderlichem Rotoraußendurchmesser gebaut werden – im vollen Umfang erhalten.

Erwähnenswert ist schließlich auch noch die Lagergestal-

tung der Maschine aus Fig. 1. Durch die auf die Querschnittsfläche der Verdänger wirkende Druckdifferenz entsteht ein hoher und nach oben gerichteter Axialschub, der von einer entsprechend dafür ausgelegten und dimensionierten Lagerung aufgenommen werden muß. Die Anordnung dieser Lager am unteren Ende der Maschine erlaubt die maximal mögliche radiale Raumausnutzung und somit eine höchstmögliche Tragfähigkeit der Lager. Die Unterbringung dieser Lager in einer separaten Lagerplatte 7 trägt zur Vereinfachung der Montage bei. Beide Wellen können, komplett mit Motorläufer und Zahnrädern ausgestattet, auf dieser Lagerplatte vormontiert werden und die gesamte Baugruppe kann anschließend problemlos von unten in das Maschinengehäuse eingeführt werden.

Bei ausreichender Druckdifferenz über den Verdängern ist eine Anstellung der unteren Wälzläger sichergestellt. Probleme mit der Lageranstellung können sich dann ergeben, wenn die Druckdifferenz nicht mehr zur Überwindung des Eigengewichtes der gesamten rotierenden Baugruppe ausreicht. Bei Vakuumpumpen kann das z. B. der Fall sein, wenn der Saugstutzen geöffnet ist.

Eine sehr einfache Abhilfemaßnahme für diesen Betriebspunkt besteht darin, den Querschnitt des Auspuffs gezielt soweit zu verengen, daß bei hohen Ansaugdrücken ein definierter Drosselverlust entsteht. Die dadurch künstlich erzeugte Druckdifferenz sollte so bemessen sein, daß das Eigengewicht der Läufer kompensiert und darüber hinaus noch eine ausreichende Anstellung der Lager nach oben erzeugt wird.

Weitergehende technische Merkmale wie

- Vakuumisierung durch Saugstutzenventil
- Thermostatisierung des Kühlmittelpumpenkreislaufs
- Einsatzmöglichkeiten und -grenzen von verschiedenen Pumpentypen zur Aufrechterhaltung des Öl/Kühlmittelpumpenkreislaufs
- Technische Möglichkeiten und Optionen, die sich durch den Einsatz von Frequenzumformern ergeben

sind an anderer Stelle bereits ausführlich beschrieben und sollen daher hier nur kurz erwähnt werden.

Patentansprüche

1. Vakuumpumpe oder Kompressor in stehender oder liegender Anordnung mit zwei parallelen Achsen und schraubenspindelförmigen Verdängerrotoren, die mechanisch mit Zahnrädern im Verhältnis 1 : 1 synchronisiert sind und deren auslaßseitiges Hubvolumen kleiner als das saugseitige ist und die in einem Gehäuse untergebracht sind, welches an der Saugseite der Verdängerrotoren einen Saugstutzen und an der Druckseite mindestens eine Auslaßöffnung hat dadurch gekennzeichnet, daß sich innerhalb der Verdängerrotoren ein Hohlraum befindet, in den ein ständiger Zustrom von gekühltem Öl und ein Abstrom von erhitztem Öl zum Zwecke der Wärmeabfuhr erfolgt.
2. Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 1 dadurch gekennzeichnet, daß die Innenwandung des Hohlraumes in den Verdängerrotoren mit schwachem Konuswinkel ausgeführt ist, wobei sich der Durchmesser zur Auslaßseite des Verdängers hin vergrößert.
3. Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 1 oder 2 dadurch gekennzeichnet, daß bei einflügeliger Ausführung der Hohlraum durch die konische Ausdehnung im Rotor und eine mit dem auslaßseitigen Rotorende dicht verbundene Hülse gebildet wird.
4. Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 3

dadurch gekennzeichnet, daß die Hülse einen Kragen hat, welcher in den feststehenden Lagersockel hineingrät und daß in dem so geschaffenen Überlappungsbereich durch einbringen von Gewindenuten oder Rissen eine Pumpwirkung erzeugt wird, durch die eine ungewollte Ölverschleppung verhindert wird.

5. Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 3 dadurch gekennzeichnet, daß sich innerhalb der Rotorausdrückung ein Kugel- oder ein Gleitlager befindet

6. Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 3 dadurch gekennzeichnet, daß die den Axialschub aufnehmenden Wälzläger in einer separaten Lagerplatte eingebaut sind

7. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß an einem oder beiden freien Wellenenden eine bzw. zwei Ölpumpen angebracht sind

8. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Drehbewegung von einer oder von beiden Wellen zum Antrieb von Ölpumpen bzw. Kühlmittelpumpen herangezogen wird

9. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß in den Abdichtungsbereich zwischen dem Arbeitsraum und der Lagerung eine Sperrgaszufuhr vorgesehen ist

10. Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 9 dadurch gekennzeichnet, daß die Relativbewegung zwischen festen und drehenden Teilen in Verbindung mit entsprechenden Rissen oder Nuten dazu ausgenutzt wird, eine Förderwirkung herzustellen, die Luft oder Sperrgas aktiv in den Abdichtungsbereich hineinpumpt

11. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Maschine zweistufig ausgeführt ist und daß die Verdängerrotoren aus mehreren Teilen zusammengesetzt sind

12. Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 12 dadurch gekennzeichnet, daß ein genau ausgerichteter und dosierter Ölstrahl parallel zu den Achsen in die Hohlwellen eingespritzt wird und das die Einspritzung an allen vier Wellenenden erfolgt

13. Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 12 dadurch gekennzeichnet, daß der Antrieb entweder direkt durch einen auf einem verlängerten Wellenende sitzenden Motor erfolgt, oder daß der Antrieb indirekt über ein Ritzel oder ein größeres Zahnrad erfolgt, welches eines der Synchronisationszahnräder antreibt

14. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß in den Öl- oder Kühlmittelpumpenkreislauf wahlweise ein zusätzlicher Kühlkörper oder ein Filter eingeschleift werden kann

15. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß zum Antrieb des Öl- oder Kühlmittelpumpenkreislaufs wahlweise Gewinde- oder Viskositätspumpen oder Kreisel-, Zahnrad-, Seitenkanal-, oder Staurohrpumpen zum Einsatz kommen

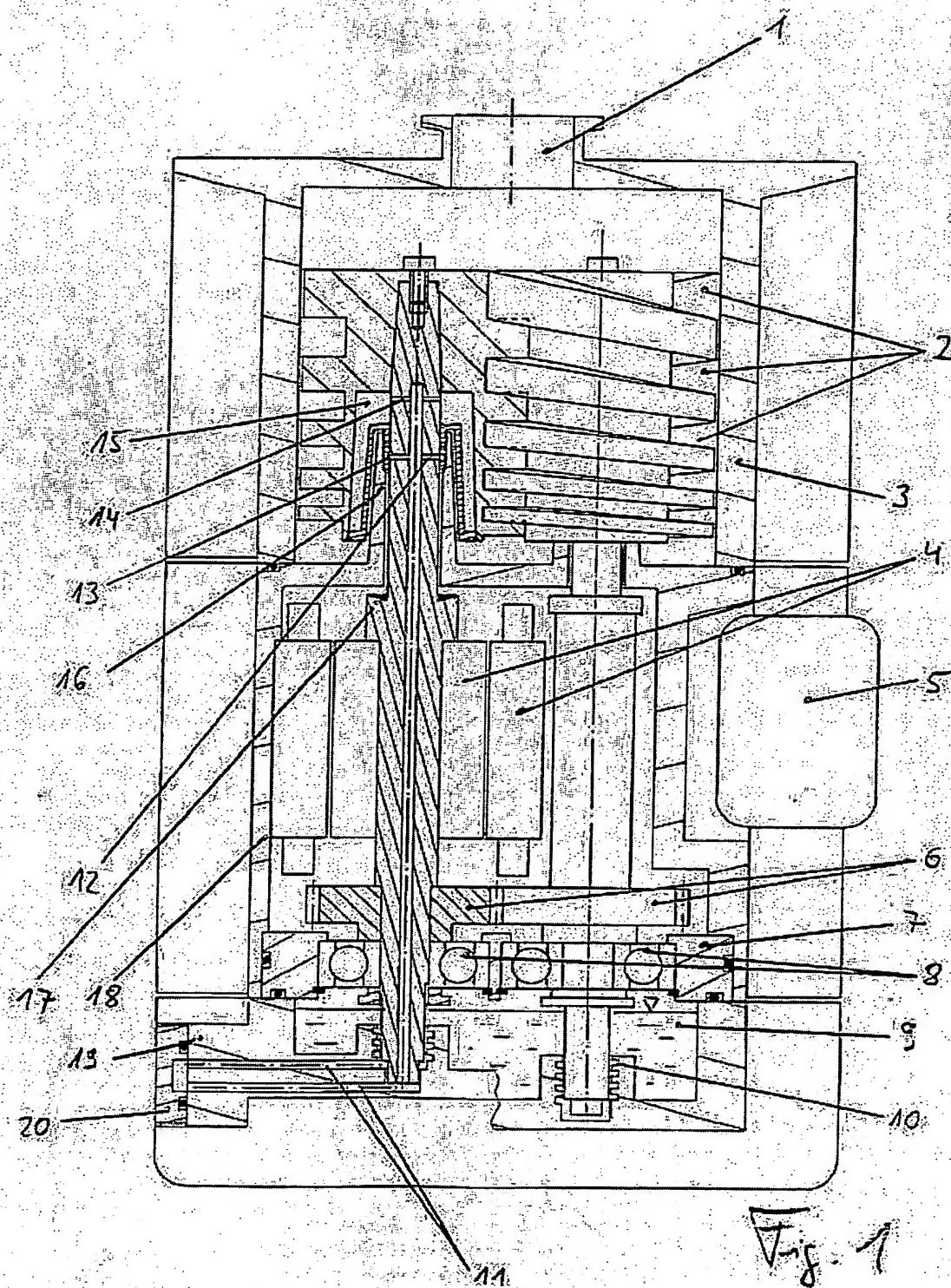
16. Vakuumpumpe nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß zur Aufrechterhaltung des Vakuums nach dem Abschalten die Maschine mit einem Saugstutzenventil versehen ist, welches bei Unterbrechung der Sperrgaszufuhr verzögertes und vakuumberechtigt schließt

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

ZEICHNUNGEN SEITE 1

Nummer:
Int. Cl.:
Offenlegungstag:

DE19820523A1
F04C 18/16
11.November 1999



BEST AVAILABLE COPY

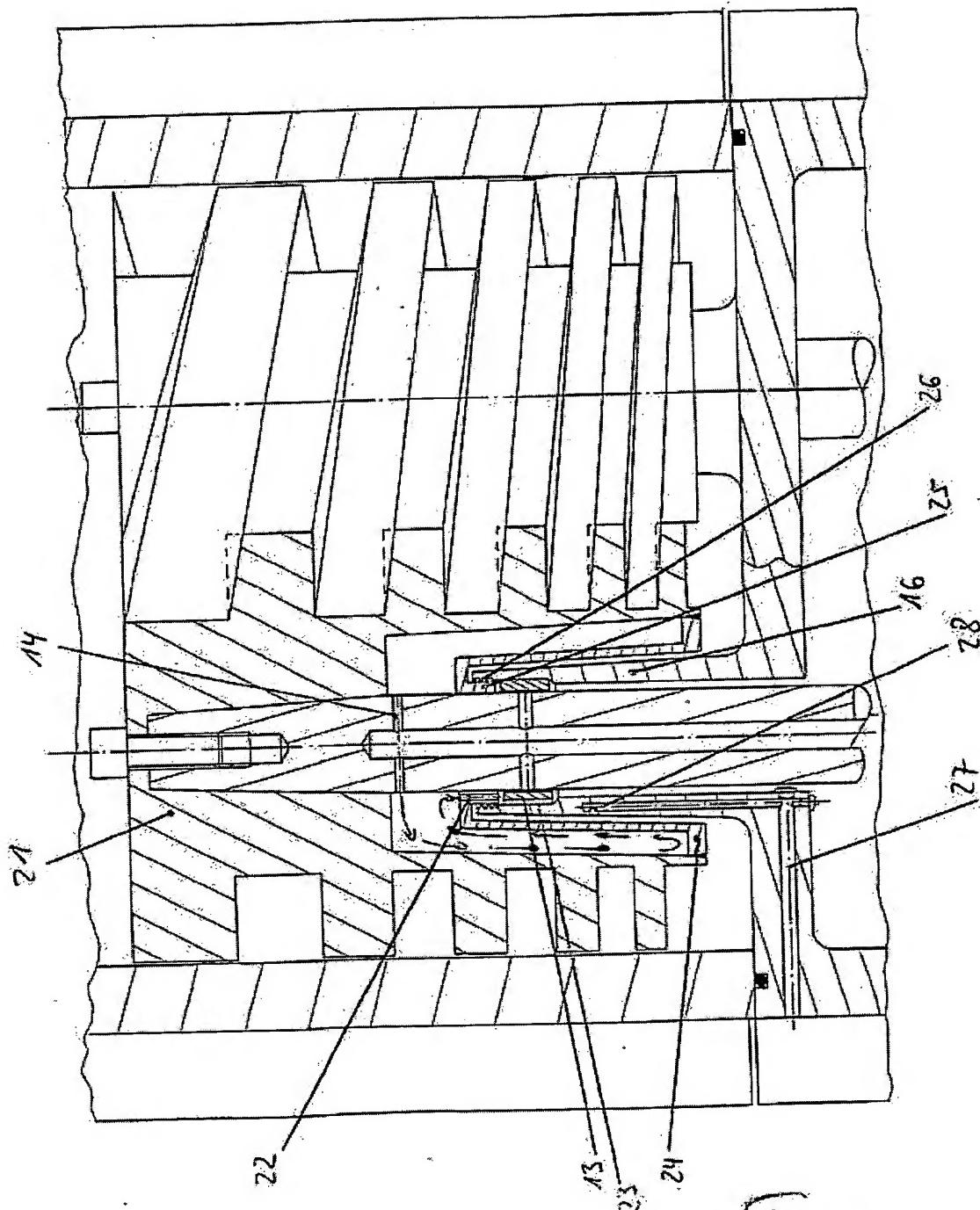
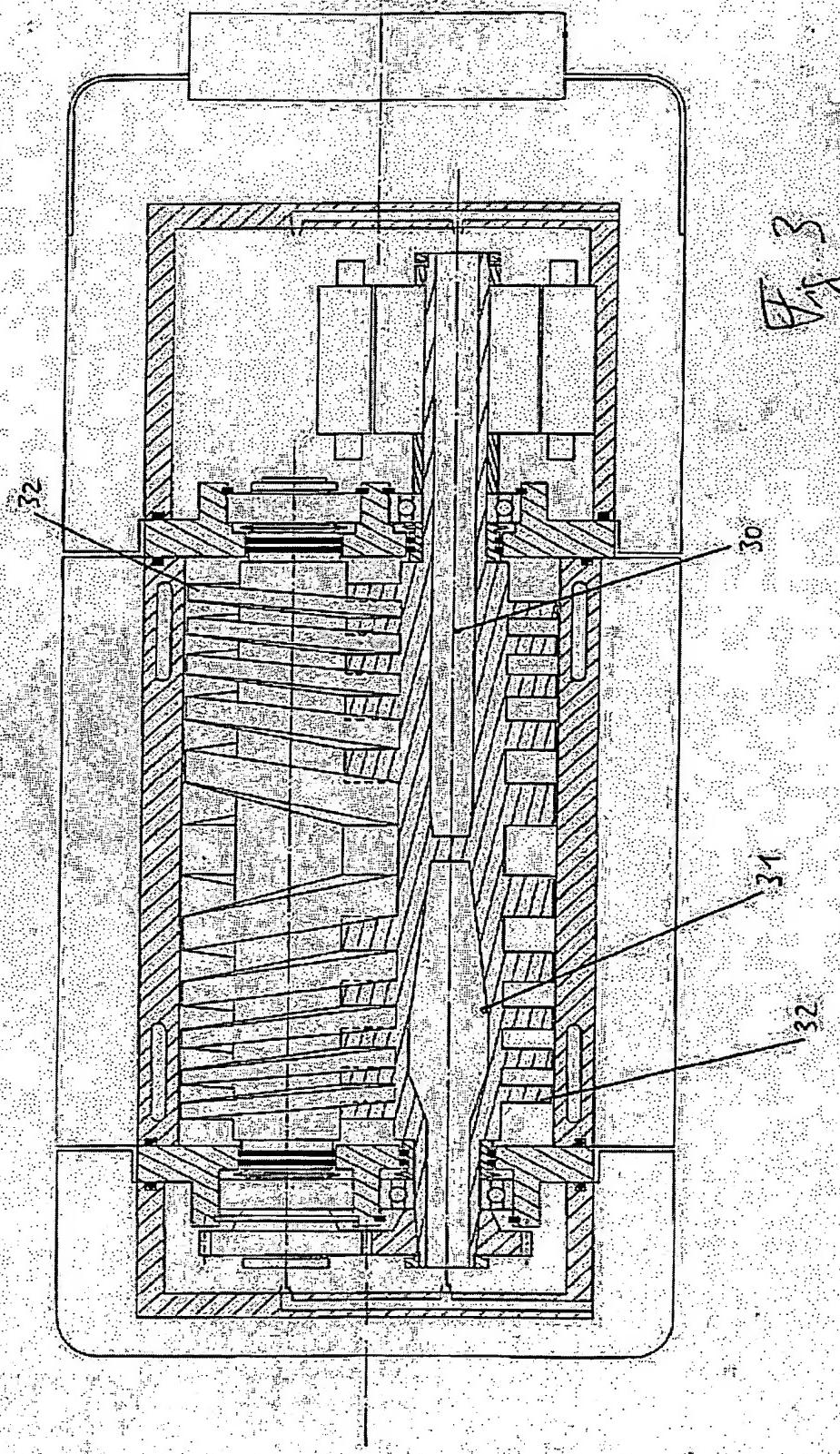


Fig. 2

ZEICHNUNGEN SEITE 3

Nummer:
Int. Cl. 5:
Offenlegungstag:

DE 198 20 523 A1
F 04 C 18/16
11. November 1999

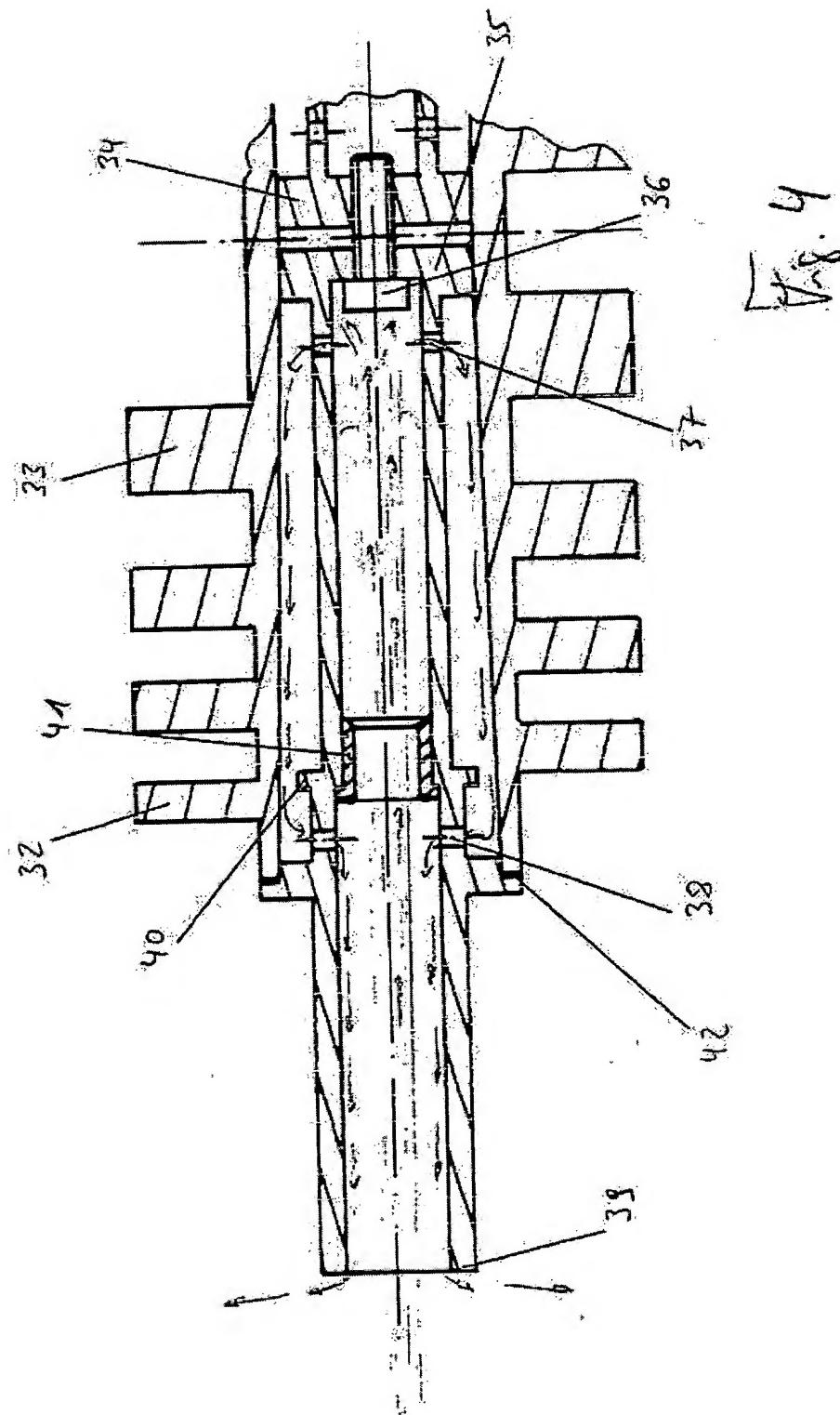


BEST AVAILABLE COPY

ZEICHNUNGEN SEITE 4

Nummer:
Int. Cl.⁵:
Offenlegungstag:

DE 198 20 523 A1
F 04 C 18/16
11. November 1999

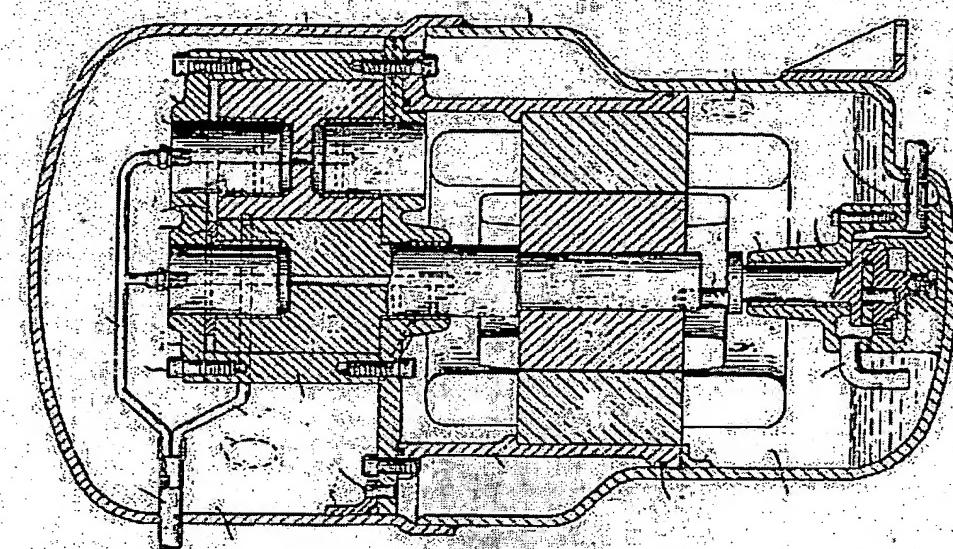
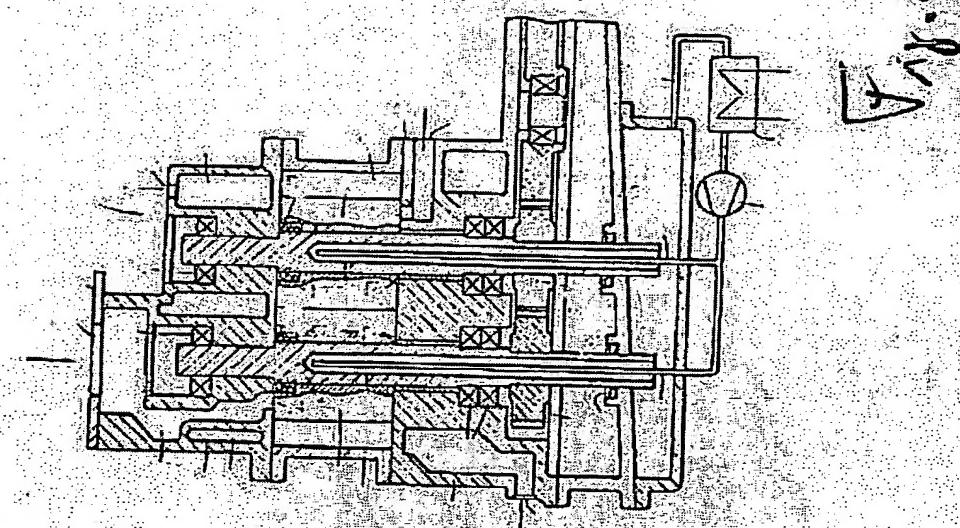


BEST AVAILABLE COPY

ZEICHNUNGEN SEITE 5

Nummer:
Int. Cl. 5
Offenlegungstag:

DE 198 20 523 A 1
F 04 C 18/16
11. November 1999



THIS PAGE BLANK (USPTO)